

カーエアコン用ベーン形回転圧縮機の 容量制御に関する研究*

福田 充 宏^{*1}, 柳 沢 正^{*1}
清 水 孝^{*1}, 森 田 義 裕^{*2}

A Study on Capacity Control of a Vane Type Rotary Compressor for Automotive Air Conditioners

Mitsuhiro FUKUTA, Tadashi YANAGISAWA,
Takashi SHIMIZU, and Yoshihiro MORITA

Since a compressor used for an automotive air conditioner is driven by an engine, refrigerating capacity will change according to the speed of the engine. While wobble plate compressors achieve continuous capacity control by changing the slope of the wobble plate, rotary compressors can perform only a few stage capacity control by opening or closing bypass ports. We developed a rotary compressor with a continuous capacity control mechanism which is activated by rotating a bypass port in a front plate, and evaluated its performance. The experimental compressor showed a high coefficient of performance under operating conditions which simulated practical conditions of automotive air conditioners, though its performance slightly decreased due to the re-expansion loss with the increase of the rotating angle of the bypass port.

Key Words: Compressor, Air Conditioning, Refrigeration, Coefficient of Performance, Rotary Compressor, Capacity Control, Automotive Air Conditioner, Re-expansion Loss

1. 緒 言

自動車空調用の冷媒圧縮機はエンジンに直結してベルト駆動されるために、冷凍能力はエンジンの回転数により変化する。従来は冷房負荷に応じて電磁クラッチにより圧縮機の発停が繰返されていたが、最近では可変容量圧縮機が開発され、冷凍能力を一定に保つ試みがなされている⁽¹⁾。現在、斜板形圧縮機では斜板の傾きを変えることにより連続的な容量制御が可能であるのに対し⁽²⁾⁽³⁾、回転圧縮機ではバイパスポートの開閉による段階的な容量制御を行うもの⁽³⁾はあるものの、連続的な制御を行うものについてはようやく一部での研究が開始されたばかりである⁽⁴⁾。そこで本研究では、スライディングベーン形回転圧縮機を用いてその前板に回転可能なバイパスポートを組み込み、連続可変容量制御機構を備えた回転圧縮機を試作した。そして試作圧縮機単体の性能を実験的に調査するとともに、車載状態における性能についても評価を行った。

2. 実 験

2・1 試作圧縮機 実験に使用した試作圧縮機は、市販のスライディングベーン形回転圧縮機を用いてその前板を改造したもので、図1にその構造を示す。シリンダ中心に対し偏心した位置にロータが支持され、ロータのベーン溝には3枚のベーンが保持されている。前板には容量制御用のバイパスポートが組み込まれており、このバイパスポートはウォームとホイール

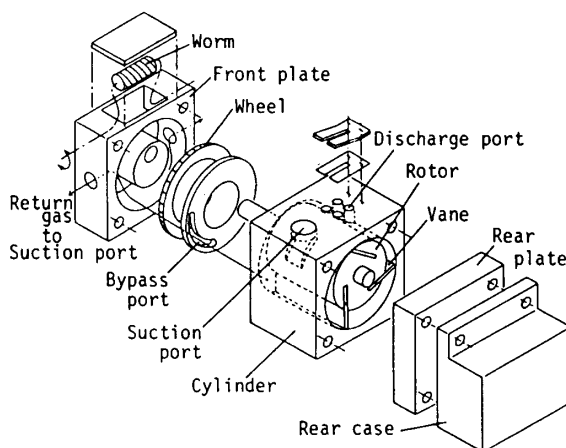


図1 圧縮機の構造

* 昭和63年7月15日 東海支部浜松地方講演会において講演。原稿受付 平成元年7月3日。

^{*1} 正員、静岡大学工学部 (〒432 浜松市城北3-5-1)。

^{*2} 富士通(株) (〒211 川崎市中原区上小田中1015)。

により外部から手動で回転させることができる。吸込ポートは、圧縮室内体積が最大になる位置までシリンダ壁上に設けられ、吸込ポートからシリンダ内に吸い込まれた冷媒の一部は、バイパスポートを通して、圧縮されることなく吸込側に戻される。一方、圧縮室に残った冷媒はペーンがバイパスポートを通り過ぎた時点より圧縮され、吐出し圧力に達した後、吐出しリード弁より吐出される。

図2にシリンダ部の概要を示す。ロータ回転角 θ はシリンダ中心 O_c に対するロータ中心 O_r の偏心方向を基準にとり、ロータ中心 O_r とペーン溝前縁端を結ぶロータ半径の回転角度とする。また、バイパスポートの回転角(以下ではバイパス角とする) β の基準は、ペーンの吸込ポートに対する締切位置に、バイパスポートの締切位置が一致する状態のバイパスポートの位置とし、この位置からのシリンダ中心 O_c に対するバイパスポートの回転角度を β とする。一つの圧縮室当たりの理論吸込体積は、ペーンがバイパスポートを通り過ぎた瞬間の圧縮室内体積として幾何学的に求めることができ⁽⁵⁾、これを3倍したロータ1回転当たりの理論吸込体積 V_s とバイパス角 β との関係を図3に示す。実験に用いた圧縮機のシリンダ内径は72.6 mm、ロータ外径は57.6 mmであり、1回転当たりの理論吸込体積は、バイパスポートを回転させることにより0~115.2 cm³の範囲で連続的に変えることができる。

2・2 実験装置、方法 試作した圧縮機はR12を作動流体とした冷凍サイクルに接続され、軸トルク測定用のトルクメータを介して可変速誘導電動機により駆動される。蒸発器と凝縮器は二重管式熱交換器であり、それぞれ温水と冷水が流されている。そしてこれらの流量により、蒸発器における冷房負荷と凝縮器

における放熱量が調節される。冷凍サイクル各部の温度はC-C熱電対により測定され、圧縮機の吸込みおよび吐出し圧力はそれぞれブルドン管圧力計で測定される。また冷媒の流量は膨張弁前に接続された浮子式流量計で測定する。

実験では、圧縮機単体での性能と、車載状態を想定した模擬車載状態での性能について、以下のように計測する。圧縮機単体の性能を測定する場合には、圧縮機の回転数とバイパス角をそれぞれ変えて、吸込絶対圧力 $P_s=0.309$ MPa(飽和蒸発温度0°C相当)、吐出し絶対圧力 $P_d=1.52$ MPa(飽和凝縮温度60°C相当)、吸込過熱度10°C、膨張弁前過冷却度5°Cにおいて冷凍サイクルを運転し、定常状態における流量および軸トルクを測定する。また模擬車載状態での性能を測定する場合には、蒸発器側の負荷が一定となるように負荷温水の温度と流量を一定とした状態で、吸込ガスの過熱度が10°Cとなるように膨張弁を制御して運転を行い、バイパスポートを回転させて容量制御をした場合と、そうでない場合の性能を、圧縮機回転数を変化させて調査する。容量制御をする場合には、吸込圧力を検出してそれが一定になるように制御をするのが一般的であるため⁽³⁾⁽⁴⁾、本実験では吸込絶対圧力が0.279 MPa(飽和蒸発温度-3°C相当)以下にならないようにバイパス角を操作する。また、車載状態において、圧縮機が高回転になるほど車の走行による風を受けて凝縮器の伝熱性能が良くなることを考慮して、容量制御をしない場合に吐出し圧力が一定となるように、負荷冷水流量により凝縮器側の放熱量を調節する。

3. 結果と考察

3・1 圧縮機単体性能 図4に圧縮機回転数 n に対する質量流量 G を、バイパス角 β をパラメータに

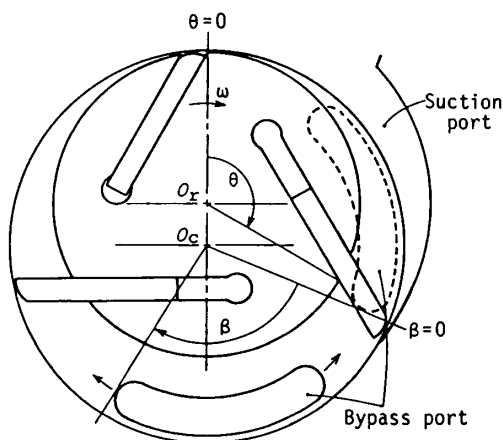


図2 シリンダ部の概要

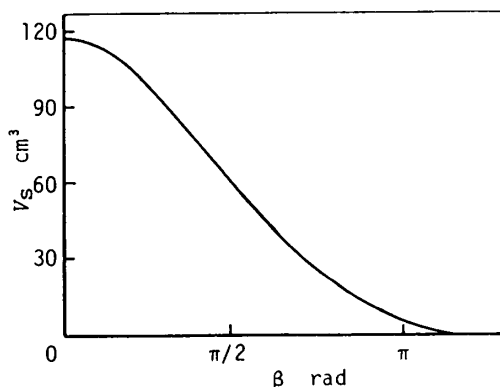


図3 バイパス角と理論吸込体積の関係

して示す。実線は各バイパス角に対する理論流量を示しており、●はバイパスポートを設けない標準圧縮機の流量を示している。理論流量は、図2に示した理論吸込体積と吸込ガスの密度と回転数の積として求めたものである。図4より、回転数が増加するに従って流量はほぼ直線的に増加するが、バイパス角が大きいほど流量は減少しており、バイパス角の変化によって流量を調節できることがわかる。それぞれのバイパス角において、測定値が理論流量より小さいのは圧縮機内部の漏れ損失のためである。バイパスをしている場合には、回転数が増加するに従ってバイパス流路の抵抗が増大し、シリンダ内の冷媒を吸込側へバイパスしきれなくなるために、測定値はしだいに理論流量に近づき、理論流量を上まわる場合もある。また、バイパスポートを設けない標準圧縮機の流量(●)とバイパス角 0° のときの流量(○)とを比較すると、バイパスポートの組込みにより発生するすきま漏れのために多少流量は減少しているが、それほど大きな差はみられない。なお、冷凍能力は図4に示した質量流量と蒸発器におけるエンタルピー差の積として求めることができるが、圧力および温度条件が一定のために蒸発器におけるエンタルピー差は一定と考えられ、冷凍能力の関係は図4の流量の関係と同様になる。

図5には、図4に示した測定質量流量と理論質量流量の比をとって求めた体積効率 η_v を示す。標準圧縮機(●)とバイパス角 0° (○)の場合を比較すると、バイパスポートにおけるすきま漏れにより、全体的にやや試作圧縮機のほうが体積効率は小さくなっている。

どちらの場合も、回転数が増加するに従って相対的な漏れ損失は減少するので体積効率は増加するが、さらに高回転になると吸込ポートにおける圧力損失が増加するために、体積効率はあまり増加しなくなる。一方、バイパスをしている場合にも、それぞれのバイパス角において、回転数が増加するに従って体積効率は増加している。特に高回転域においてその増加は著しく、これはバイパスポートから吸込側へのバイパスが不十分となってくるためである。バイパス角を大きくするに従って体積効率が低下するのは、吐出ポートなどのすきま体積内の圧縮ガスが、再膨張する際にバイパスポートを通して吸込側まで戻ってしまうためである。バイパス角を大きくして流量を減少させると、この再膨張ガス量は相対的に大きくなり、体積効率を低下させる。

図6に回転数 $n=2000$ rpmのときのロータ回転角 θ に対する軸トルク T の変化を、バイパス角をパラメータにして示す。今回実験に用いた圧縮機は3ペーンであるため、軸1回転中に各圧縮室における冷媒ガスの圧縮に対応したトルクの山が3回現れている。バイパス角を大きくするに従って、吸い込まれて圧縮されるガスの質量が減少するためにトルク波形は全体的に小さくなり、冷媒ガスの圧縮が始まるロータ回転角が遅くなるためにトルクのピークは後ろにずれている。

図7に回転数 n を変化させたときの平均軸トルク T および軸動力 L の変化を示す。標準圧縮機(●)とバイパス角 0° の場合とを比較すると、バイパス角 0° の場合のほうが軸トルクはわずかに大きくなってい

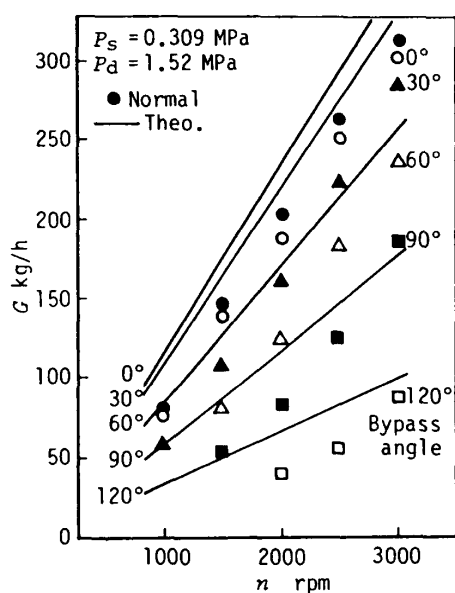


図4 回転数と質量流量の関係

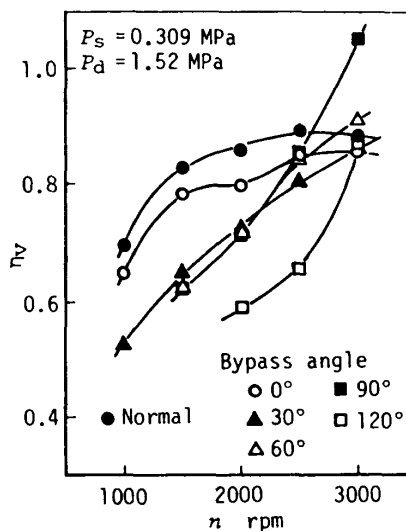


図5 回転数と体積効率の関係

る。これは前板に組み込んだバイパスポートの加工組立精度が良くないために、摩擦損失や漏れ損失が増加したためと思われる。また、バイパスをしている場合には、バイパス角を大きくするに従い、圧縮されるガスの質量が減少するために、軸トルクは大きく減少する。回転数の変化に対して、標準圧縮機やバイパス角 0° の場合は軸トルクはほぼ一定であるのに対し、バイパス角が大きい場合には、回転数が増加するに従って吸込側へのバイパスが不十分となり、1回転当たりに圧縮するガス量が増加するために、回転数の増加とともに軸トルクはやや大きくなる。一方、軸トルクと回転数の積の関数である軸動力は、それぞれのバイパス角において回転数の増加とともに増加しているが、バイパス角が大きくなるほど軸トルクの低下を反映して

大きく減少しており、バイパス角の変化によって軸動力を低減できることがわかる。図7中に示した破線は等冷凍能力線であり、図4の質量流量と蒸発器におけるエンタルピー差の積として求められる冷凍能力が、それぞれのバイパス角において等しくなる点を結んだものである。回転数が増加しても冷凍能力が一定となるように等冷凍能力線に沿ってバイパス角を大きくしていくと、動力はしだいに増加していく。これは回転数が増加してバイパス角が大きくなると、前述の圧縮ガスによる再膨張損失が増加するからである。

図8に回転数 n を変化させたときの全断熱効率 η_{ad} (=理論断熱圧縮動力/軸動力)、および成績係数COP(=冷凍能力/軸動力)の変化を示す。圧力および温度条件が一定なので、理論断熱圧縮動力と冷凍能力はともに流量(図4)の関数となり、これらと軸動力の比をとった全断熱効率とCOPは同様の関係になる。標準圧縮機(●)の場合には、回転数が増加するに従って流量に対して相対的な漏れ損失が減少するために、全断熱効率およびCOPは大きくなるが、高回転域では機械損失や吸込ポートでの圧力損失、さらに吐出し弁による過圧縮損失などが増加するために、全断熱効率およびCOPは増加しなくなる。バイパス角 0° の場合には、回転数に対する傾向は標準圧縮機と同様であるが、標準圧縮機の場合より質量流量(図4)は少なく、軸トルク(図7)は逆に大きくなっているために、全断熱効率およびCOPは全体的に小さくなっている。バイパスをしている場合には、バイパス角を大きくするに従って全断熱効率とCOPが減少することがわかる。これは、バイパス角を大きくすると前述の圧縮ガスによる再膨張損失が増加するために、流量の減少ほどには動

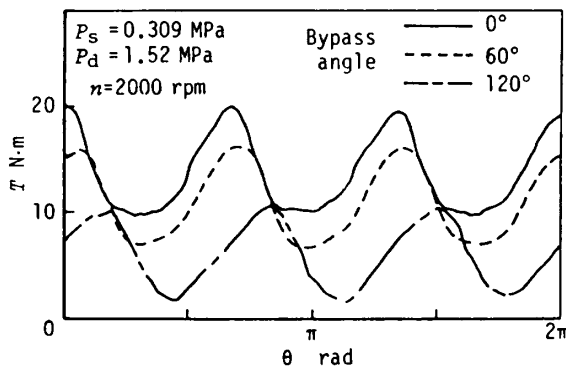


図6 軸1回転中のトルク波形

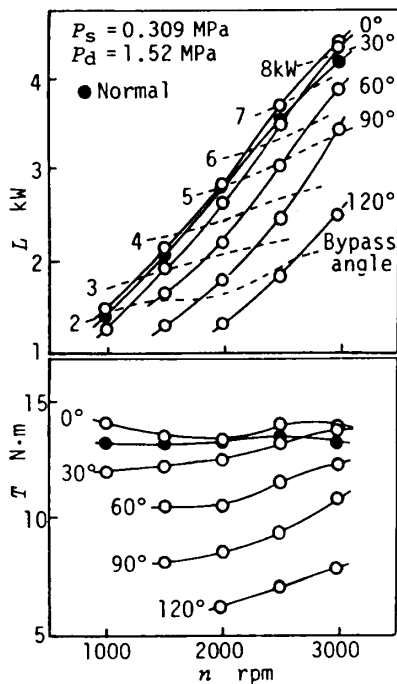


図7 回転数と軸トルクおよび軸動力の関係

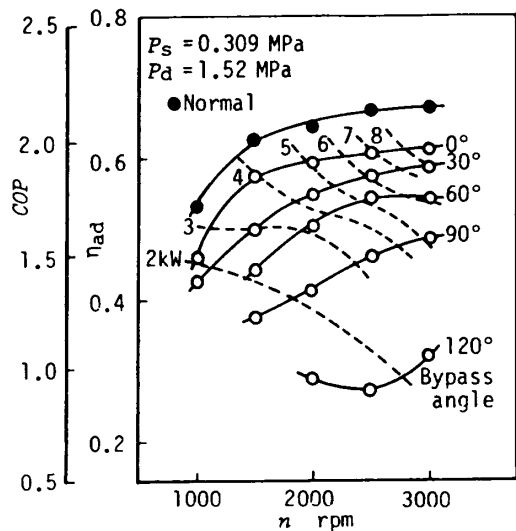


図8 回転数と全断熱効率および成績係数の関係

力が減少していないからである。図8中の破線は等冷凍能力線を示しており、回転数が増加しても冷凍能力が一定となるように等冷凍能力線に沿ってバイパス角を大きくしていくと、再膨張損失の増加のために全断熱効率およびCOPは低下していく。

3.2 模擬車載状態での性能 車載状態を想定して、冷房負荷を一定とした状態で、圧縮機回転数に応じてバイパスポートを回転させて容量制御をした場合と、そうでない場合との性能の比較を図9以降に示す。容量制御をしない場合の性能はバイパス角を 0° に固定した場合のものであるが、先に示した圧縮機単体性能より、容量制御機構のない標準圧縮機とほぼ同等と考えて差し支えない。図9には圧縮機回転数 n に対する吸込圧力 P_s と吐出し圧力 P_d の変化を、容量制御をした場合としない場合について示してある。容量制御をしない場合には回転数が増加するに従い、吸込過

熱度を一定に保つように、流量すなわち冷凍能力の増加を抑えるために膨張弁の開度が相対的に絞られ、吸込圧力は徐々に低下する。一方容量制御をした場合には、流量すなわち冷凍能力が変化しないようにバイパス角を調節しているために、吸込圧力は一定とやっている。先に述べたように凝縮器側の放熱量は高回転域になるほど大きくなるように、ここでは容量制御をしない場合に吐出し圧力が一定になるように設定してあり、容量制御をした場合には、回転数が増加するに従って冷媒流量に対して凝縮器の伝熱性能が相対的に大きくなるために、吐出し圧力は低下する。

図10は質量流量 G および冷凍能力 Q の変化を示したものである。容量制御をしない場合には、回転数が増加するに従って質量流量、冷凍能力とも増加している。一方、容量制御をした場合には、回転数の増加とともにバイパス角を大きくすることによって、質量流量と冷凍能力はほぼ一定に保たれている。なお1000rpmのときに冷凍能力がやや小さいのは、バイパス角を 0° にしても冷媒流量が設定した冷房負荷を満足する流量に達していないからである。

図11には平均軸トルク T および軸動力 L の変化を示す。容量制御をしない場合は、回転数が増加するに従い、吸込圧力が低下して1回転当たりの質量流量

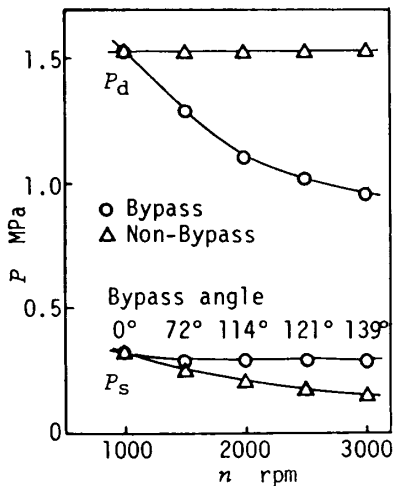


図9 模擬車載状態の圧力変化

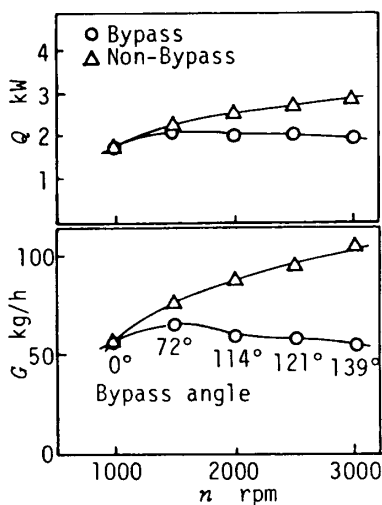


図10 模擬車載状態の流量および冷凍能力特性

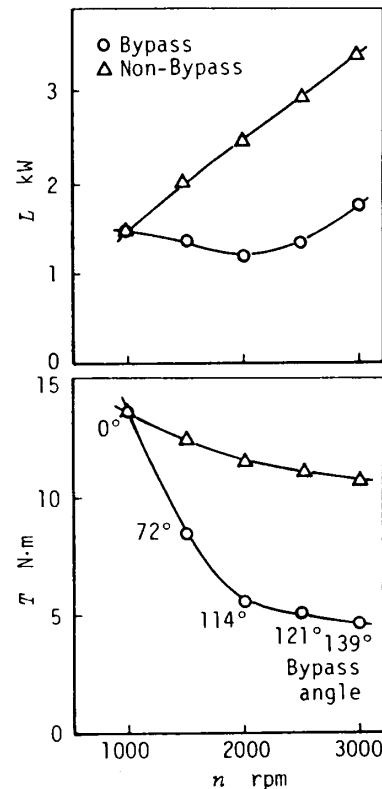


図11 模擬車載状態の軸トルクおよび軸動力特性

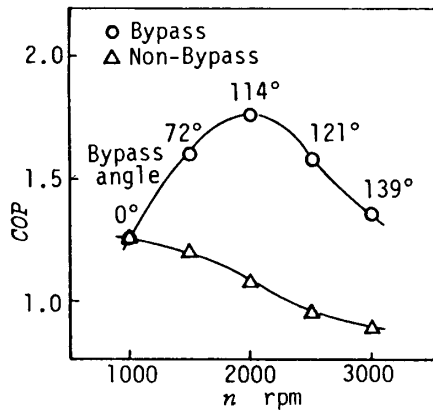


図 12 模擬車載状態の成績係数

が減少するために、軸トルクはやや減少している。しかし、軸トルクと回転数の積の関数である動力は、回転数が増加するに従ってほぼ直線的に増加している。一方、容量制御をした場合には、回転数が増加するに従い吐出し圧力が低下するために、トルクは大きく減少する。そのため、動力は容量制御をしない場合よりも小さく、低回転域では回転数の増加にともない若干減少する傾向もみられる。トルクの減少が2000 rpm以上で緩やかになるのは、バイパス角が大きくなって圧縮ガスの再膨張損失が大きくなっていくためである。

図12に成績係数COPを示す。容量制御をしない場合は、回転数が増加するに従いCOPは減少していく。これは、図9にみられるように高回転数になるほど圧力比が増加するため、このような場合に冷凍サイクルのCOPが減少するのは圧力-エンタルピー線図上においても明らかである。また圧力比が増加すると体積効率や全断熱効率も低下し、COPは減少する。一方、容量制御をした場合には、回転数が増加するに従い吐出し圧力の低下を反映してCOPは増加するが、高回転域ではバイパス角が大きくなって圧縮機単体での性能が悪くなるためにCOPは減少する。しかし、1000～3000 rpmの回転数範囲においては、容量制御をした場合はしない場合に比べてはるかに良好なCOPを示している。

以上のことより、連続可変容量圧縮機をカーエアコ

ンに適用した場合、たとえ容量制御機構を組み込んだ圧縮機の単体性能がいくらか低下しても、容量制御機構を持たない圧縮機に比べて良好な性能が得られることが予想される。なお、今回の容量制御では、手動によりバイパス角度を調整したが、実用的には、吸込圧力を検出して自動的にウォームおよびホイールを回転させるなどの方策が必要となる。

4. 結 言

自動車空調用の冷媒圧縮機において連続的な容量制御を行うことを目的として、前板にバイパスポートを組み込んだスライディングペーン形回転圧縮機を試作し、その性能を実験的に調査した結果、以下のまとめを得た。

(1) バイパスポートを回転させることにより、冷凍能力を連続的に調節することができ、圧縮動力を低減させることができた。

(2) 容量制御機構を組み込むことにより、圧縮機の単体性能は標準圧縮機に比べていくらか低下した。また、バイパス角を大きくすると圧縮ガスの再膨張により、全断熱効率やCOPは低下した。

(3) 車載状態において冷凍能力を一定に保つことができ、容量制御をしない場合に比べて圧縮動力を低減させることができた。

(4) 圧縮機の単体性能が低下する場合でも、車載状態においては容量制御をしない場合に比べて良好な性能が得られるであろうことがわかった。

終わりに臨み、本研究にあたり実験装置の便宜と有益な助言を与えて下さった松下電器産業(株)エアコン部門の皆様に感謝の意を表す。

文 献

- (1) Reichelt, J., *Kältetechnik in Kraftfahrzeug*, (1984), 121, C. F. Müller GmbH.
- (2) Reichelt, J., ほか3名, *Proc. ICEC, Purdue.*, (1986), 537.
- (3) 川嶋, 日経メカニカル, 6(1987), 83.
- (4) Taguchi, T., ほか4名, *Proc. ICEC, Purdue.*, (1988), 424.
- (5) 丸山・ほか2名, 機論, 51-468, A,B,C(1985), 2672.